

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Chladník tlustých plechů
Cooling Bed for Thick Plates

Student:

Tomáš Posker

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Dr. Ing. Kovář Ladislav

Ostrava 2012

Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Posker**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: Chladník tlustých plechů
Cooling Bed for Thick Plates

Zásady pro vypracování:

Navrhněte část chladníku pro ochlazování tlustých plechů. Jedná se o chladník umístěný za válcovací stolicí, který slouží k ochlazení plechu na teplotu potřebnou pro další zpracování. Navrhněte rozměry hřídele chladníku včetně její pevnostní kontroly, způsob jejího uložení, vhodné rozložení a počet kotoučů sloužících k posunu plechů včetně individuálního pohonu hřídele. Při návrhu vycházejte z níže uvedených zadaných parametrů.

Zadané parametry:

Max./min. šířka dopravovaných plechů	3 400/1 100mm
Max./min. tloušťka dopravovaných plechů	50/5 mm
Max./min. délka dopravovaných plechů	30 000/6 000mm
Max. Hmotnost dopravovaných plechu	17 000kg
Dopravní rychlost	0,5ms-1
šířka chladicího pole	30 600mm
délka chladicího pole	42 800mm

Proved'te:

- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi potřebnými výpočty,
- celkové projekční a detailní konstrukční řešení navržené části chladníku pro ochlazování tlustých plechů včetně výkresové dokumentace v rozsahu minimálně 1xA0

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
HORYL. P.: *Statika a dynamika - 2. vyd.* Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 218 s. ISBN 80-7078-971-9
MARTÍNEK.P.: *Transportní zařízení*. Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3
KOPÁČEK J. : *Pohony a převody 1. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2
LENERT J.: *Pružnost a pevnost I. 1. vyd.* - Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 140 s. : il. ISBN 80-7078-392-3
Firemní literatura, podklady apod.
Literární rešerše zpracovaná v rámci Bakalářského projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

PROHLÁŠENÍ STUDENTA

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012

..... 

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2012


.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Posker

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Lesní 1679

Rychvald 735 32

Poděkování

Tímto děkuji svému vedoucímu bakalářské práce doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi a také konzultantovi ve firmě Vítkovice a.s. panu Bc. Robertu Říhovi za cenné rady, připomínky, ochotu a čas.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

POSKER, T. *Chladník tlustých plechů: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 57 s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Kovář L.

Tato práce se zabývá návrhem části kotoučového chladníku tlustých plechů, která je tvořena kotoučovou hřídelí, jejím pohonem a uložením. V první části této práce je popsáno rozdělení chladníků, dále následuje popis možných variant a výběr jedné z nich, popis početní úvahy a základní konstrukční výpočty. V poslední části jsou popsány základní pokyny pro provoz a údržbu zařízení. V závěru je zhodnocení provedeného řešení. Součástí práce je 3D model, včetně výkresové dokumentace vybraných částí.

ANNOTATION OF THESIS

POSKER, T. *Cooling Bed for Thick Plates: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanics Engineering. Department of Production Machines and Design, 2012, 57 p. Thesis head: doc. Dr. Ing. Kovář L.

This essay focuses on the design of a part of a disc cooling bank of heavy plates, which is composed of a disc shaft its drive and its mounting. The first part of this work describes the division of cooling banks, possible variations characteristics and a choice of one of them, sum description and the basic construction calculations. The last part focuses on the basic directions for operation and mechanism maintenance. The conclusion involves the evaluation of executed solutions. There is also a 3D model including the design documentation.

Obsah

1	ÚVOD.....	15
2	CHLADNÍKY.....	16
2.1	POŽADAVKY NA CHLADNÍKY	16
2.2	TYPY CHLADNÍKŮ	17
2.2.1	Hřebenové chladníky	17
2.2.2	Válečkové chladníky.....	18
2.2.3	Kotoučové chladníky	19
2.3	VÝVOJOVÉ TENDENCE U CHLADNÍKU NA PROFILY	19
2.4	ZÁKLADNÍ ROZMĚRY CHLADNÍKU.....	20
2.5	TYPY POHONŮ	21
3	VARIANTY ŘEŠENÍ.....	22
4	POČETNÍ ÚVAHA.....	24
4.1	VÝPOČET ROZLOŽENÍ ZATÍŽENÍ	25
5	PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH KOTOUČOVÉ HŘÍDELE	27
5.1	USPOŘÁDÁNÍ KOTOUČOVÉ HŘÍDELE.....	28
5.2	ZATĚŽUJÍCÍ SILA NA 1 VÁLEČEK.....	28
6	VÝPOČET POHONU	31
6.1	DÍLČÍ MOMENTY	31
6.2	VÝPOČET MOMENTU SETRVAČNOSTI.....	32
6.3	CELKOVÉ KROUTICÍ MOMENTY	34
6.4	ZÁTĚŽOVÝ DIAGRAM	35
6.5	VOLBA MOTORU S PŘEVODOVKOU	36
6.5.1	Kontrola motoru na rozběh	37
6.6	VOLBA SPOJKY.....	38
7	NÁVRH A KONTROLA HŘÍDELE	39
7.1	VÝPOČET MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU HŘÍDELE.....	39
7.2	VÝPOČET REAKCÍ.....	40
7.3	PRŮBĚHY POSOUVAJÍCÍCH SIL, OHYBOVÝCH A KROUTICÍCH MOMENTŮ	42
7.4	KONTROLA HŘÍDELE	43
7.4.1	Ohybové momenty.....	43

7.4.2	Redukované momenty	44
7.4.3	Redukovaná napětí a bezpečnost hřídele	45
8	ULOŽENÍ KOTOUČŮ	46
8.1	NÁVRH A VÝPOČET SPOJENÍ POMOCI PERA	47
8.1.1	Kontrola pera typu 1	48
8.1.2	Kontrola pera typu 2	48
8.1.3	Kontrola pera typu 3	49
9	NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK OPĚRNÝCH VÁLEČKŮ.....	49
9.1	VÝPOČET ŽIVOTNOSTI LOŽISKA	50
9.2	SPEKTRUM ZATÍŽENÍ LOŽISKA.....	52
10	DOPORUČENÍ PRO PROVOZ A ÚDRŽBU.....	53
11	ZÁVĚR	54
12	POUŽITÁ LITERATURA.....	55
13	SEZNAM OBRÁZKŮ	56
14	SEZNAM TABULEK.....	57
15	SEZNAM PŘÍLOH.....	57

Seznam použitých značek a symbolů:

a	Zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
a_1	Rozměr nosníku	$[m]$
a_2	Rozměr nosníku	$[m]$
B_L	Šířka ložiska	$[mm]$
b	Šířka těsného pera	$[mm]$
b_1	Rozměr nosníku	$[m]$
b_2	Rozměr nosníku	$[m]$
b_{DK}	Šířka náboje dopravního kotouče	$[mm]$
b_S	Šířka náboje spojky	$[mm]$
b_p	Šířka plechu	$[m]$
C	Dynamická únosnost ložiska	$[kN]$
C_0	Statická únosnost ložiska	$[kN]$
c_1	Rozměr hřídele	$[m]$
D_L	Vnější průměr ložiska	$[mm]$
d_1	Rozměr hřídele	$[m]$
d_{DK}	Průměr dopravního kotouče	$[m]$
d_H	Průměr hřídele	$[m]$
d_L	Vnitřní průměr ložiska	$[mm]$
d_{MIN}	Minimální průměr	$[m]$
d_{OK}	Průměr opěrného kotouče	$[m]$
e	Rozteč hřídelí	$[m]$
F_1	Síla působící na kotouč od tíhy plechu	$[N]$
F_2	Síla působící na kotouč od tíhy plechu	$[N]$
F_{2DK}	Síla na bok pera v náboji dopravního kotouče	$[N]$
F_{2S}	Síla na bok pera v náboji spojky	$[N]$
F_{2tp}	Síla na bok pera v náboji	$[N]$
F_3	Síla působící na kotouč od tíhy plechu	$[N]$
F_4	Síla působící na kotouč od tíhy plechu	$[N]$
F_5	Síla působící na kotouč od tíhy plechu	$[N]$
F_6	Síla působící na kotouč od tíhy plechu	$[N]$
F_7	Síla působící na kotouč od tíhy plechu	$[N]$

F_A	Axiální složka síly zatěžující ložisko	[N]
F_L	Zatěžující síla na ložisko	[N]
F_R	Radiální složka síly zatěžující ložisko	[N]
F_{ov}	Síla působící na opěrný váleček	[N]
$F_{q_{pc}1}$	Síla od celkového spojitého zatížení plechu	[N]
$F_{q_{pc}2}$	Síla od celkového spojitého zatížení plechu	[N]
$F_{q_{pc}3}$	Síla od celkového spojitého zatížení plechu	[N]
f	Součinitel smykového tření	[–]
f_p	Provozní faktor převodovky	[–]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
G_{KH1}	Tíha kotoučové hřídele 1	[N]
G_p	Tíha plechu	[N]
G_{p1}	Tíha plechu na hřídeli 1	[N]
g	Tíhové zrychlení	[m · s ⁻²]
h	Výška těsného pera	[mm]
h_p	Výška plechu	[m]
I	Jmenovitý proud	[A]
I_{DK}	Moment setrvačnosti dopravního kotouče	[kg · m ²]
I_{H1}	Moment setrvačnosti hřídele 1	[kg · m ²]
I_{H2}	Moment setrvačnosti hřídele 2	[kg · m ²]
I_M	Moment setrvačnosti motoru	[kg · m ²]
I_{OK}	Moment setrvačnosti opěrného kotouče	[kg · m ²]
I_m	Moment setrvačnosti materiálu	[kg · m ²]
I_{red}	Redukovaný moment setrvačnosti	[kg · m ²]
i_p	Převodový poměr převodovky	[–]
k_h	Bezpečnost hřídele	[–]
L_{10m}	Základní trvanlivost ložiska	[mil. ot]
L_{10mi}	Dílčí trvanlivost ložiska	[mil. ot]
L_{10mh}	Základní trvanlivost ložiska v hodinách	[hod]
l_{H1}	Délka hřídele 1	[m]
l_p	Délka plechu	[m]
l_{p1}	Délka plechu na hřídeli 1	[m]
l_{tp}	Délka těsného pera	[mm]

M_1	Krouticí moment nutný k překonání valivého odporu mat.	$[N \cdot m]$
M_2	Krouticí moment nutný k překonání tření v ložiscích	$[N \cdot m]$
M_3	Krouticí moment nutný k překonání valivého odporu mezi opěr. kotoučem a opěr. válečkem	$[N \cdot m]$
M_{BRZ}	Výsledný moment při brzdění	$[N \cdot m]$
M_{DB}	Moment dynamického brzdění	$[N \cdot m]$
M_{DR}	Moment dynamického rozjezdu	$[N \cdot m]$
M_{CH}	Moment chodu	$[N \cdot m]$
M_K	Obecný krouticí moment	$[N \cdot m]$
M_{KmaxP}	Maximální krouticí moment převodovky	$[N \cdot m]$
M_{KmaxS}	Maximální krouticí moment	$[N \cdot m]$
M_O	Obecný ohybový moment	$[N \cdot m]$
M_{OA}	Ohybový moment v místě A	$[N \cdot m]$
M_{OB}	Ohybový moment v místě B	$[N \cdot m]$
M_{OC}	Ohybový moment v místě C	$[N \cdot m]$
M_{OD}	Ohybový moment v místě D	$[N \cdot m]$
M_{OE}	Ohybový moment v místě E	$[N \cdot m]$
M_{OF}	Ohybový moment v místě F	$[N \cdot m]$
M_{OG}	Ohybový moment v místě G	$[N \cdot m]$
M_{OH}	Ohybový moment v místě H	$[N \cdot m]$
M_{OCH}	Ohybový moment v místě CH	$[N \cdot m]$
M_{OI}	Ohybový moment v místě I	$[N \cdot m]$
M_{OJ}	Ohybový moment v místě J	$[N \cdot m]$
M_{OK}	Ohybový moment v místě K	$[N \cdot m]$
M_{OL}	Ohybový moment v místě L	$[N \cdot m]$
M_{NM}	Jmenovitý moment motoru	$[N \cdot m]$
M_{NP}	Výstupní moment převodovky	$[N \cdot m]$
M_{RED}	Redukovaný moment	$[N \cdot m]$
M_{ROZ}	Výsledný moment při rozjezdu	$[N \cdot m]$
M_{dyn}	Dynamický moment při zrychlení/brzdění	$[N \cdot m]$
M_{stat}	Statický moment při plynulém běhu	$[N \cdot m]$
m_{DK}	Hmotnost dopravního kotouče	$[kg]$
m_{H1}	Hmotnost hřídel 1	$[kg]$

m_{H2}	Hmotnost hřídele 2	[kg]
m_{KH1}	Hmotnost kotoučové hřídel 1	[kg]
m_L	Hmotnost ložiska	[kg]
m_{OK}	Hmotnost opěrného kotouče	[kg]
m_p	Hmotnost plechu	[kg]
m_{p1}	Hmotnost plechu na hřídeli 1	[kg]
m_{poh}	Celková hmotnost pohonu	[kg]
n_{2n}	Otáčky převodovky	[min ⁻¹]
n_{DK}	Otáčky dopravního kotouče	[min ⁻¹]
n_L	Otáčky ložiska	[min ⁻¹]
n_M	Jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{maxS}	Maximální otáčky spojky	[min ⁻¹]
P_e	Dynamické ekvivalentní zatížení	[N]
P_{nM}	Jmenovitý výkon motoru	[kW]
p	Exponent typu ložiska	[—]
p_1	Měrný tlak v náboji	[MPa]
p_2	Měrný tlak v náboji	[MPa]
p_{DOV}	Dovolený měrný tlak v náboji	[MPa]
p_p	Přesah plechu	[mm]
q	Spojitě zatížení	[N/m]
q_{H1}	Spojitě zatížení od tíhy hřídele 1	[N/m]
q_{p1}	Spojitě zatížení od tíhy plechu na hřídeli 1	[N/m]
q_{pc}	Celkové spojitě zatížení od tíhy plechu	[N/m]
R_{Ay}	Reakce v podpoře v místě A	[N]
R_{By}	Reakce v podpoře v místě B	[N]
R_{Cy}	Reakce v podpoře v místě C	[N]
R_{Dy}	Reakce v podpoře v místě D	[N]
R_{Ey}	Reakce v podpoře v místě E	[N]
R_{Fy}	Reakce v podpoře v místě F	[N]
R_e	Mez kluzu materiálu	[MPa]
R_{max}	Maximální reakce	[N]
r_{DK}	Poloměr dopravního kotouče	[m]
r_H	Poloměr hřídele	[m]

r_{OK}	Poloměr opěrného kotouče	[m]
t_{RB}	Doba rozjezdu / brzdění	[s]
t	Výška těsného pera v hřídeli	[mm]
t_1	Výška těsného pera v náboji	[mm]
t_{OV}	Rozteč opěrných válečku	[m]
U_i	Dílčí úseky při působícím zatížení	[–]
v	Dopravní rychlost	[m · s ⁻¹]
v_{sk}	Skutečná rychlost chladníku	[m · s ⁻¹]
W_K	Modul průřezu v krutu	[mm ³]
W_o	Modul průřezu v ohybu	[mm ³]
X	Součinitel radiálního zatížení	[–]
Y	Součinitel axiálního zatížení	[–]
γ	Momentová přetížitelnost	[–]
ε	Úhlové zrychlení	[s ⁻²]
η	Účinnost pohonu	[–]
μ	Součinitel tření v ložisku	[–]
ξ_a	Rameno valivého odporu mezi mat. a dopr. kotoučem	[m]
ξ_c	Rameno valivého odporu mezi opěr. kotoučem a opěr. válečkem	[m]
ρ	Hustota	[kg · m ⁻³]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
τ_{Dov}	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
φ_{DOV}	Dovolený zkrut	[°/m]

1 ÚVOD

V každém válcovacím závodu je dnes nutností mít zařízení sloužící k ochlazování vývalků. Způsobu chlazení plechů je hned několik. Jedním z takových způsobů, je i chlazení vzduchem, kdy vývalek se odvaluje po chladníku a zde chladne. Chladník je v mnoha případech jedním z rozhodujících faktorů produktivity válcovacího závodu. Důvodem je čas chlazení, který je z celého válcovacího procesu nejdelší. Možností zvýšení produktivity je hned několik, kromě složité a finančně náročné výměny celého válcovacího zařízení, obměny pohonu za výkonnější, apod. je většinou nejvýhodnější zvetšení chladicího pole a tím možnost chladit více vývalků najednou.

Cílem této práce je navrhnout a zkontrolovat dle zadaných hodnot konstrukční uzel chladníku tlustých plechů, který je tvořen kotoučovou hřídelí, jejím pohonem a uložením.

Zadané hodnoty:

Max./min. šířka dopravovaných plechů	3 400/1 100mm
Max./min. tloušťka dopravovaných plechů	50/5 mm
Max./min. délka dopravovaných plechů	30 000/6 000mm
Max. hmotnost dopravovaných plechu	17 000kg
Dopravní rychlost	0,5ms ⁻¹
Šířka chladicího pole	30 600mm
Délka chladicího pole	42 800mm



Obr. 1-1 Chladník tlustých plechů [1]

2 CHLADNÍKY

Chladníkem rozumíme zařízení, které slouží pro ochlazování kovu po vyválnování a souasně k jeho příčné nebo i podélné dopravě. Ve většině případů chladníků se přemístění materiálu po jejich konstrukci děje kolmo na směr pohybu materiálu, který vystupuje z válců válcovací stolice.

Chladníky s podélným pohybem materiálu se používají jen u válcovacích tratí pro válcování plechů a dále pro dopravu materiálu svinutých do svitků.

Chladníky profilových tratí a válcovacích tratí pro válcování trubek za tepla jsou obyčejně řešeny jako transportní zařízení pro příčné přemístění vývalků.

Mechanismy pro transport vývalků v příčném směru (kolmo na směr válcování) se velmi často používají i pro přemístění válcovaného kovu z jedné stolice do druhé, jsou-li uspořádány vedle sebe (u otevřených válcovacích tratí typu Cross country apod.), nebo také u dalších fází zpracování vývalků (např. při rovnání, dělení...). V mnoha případech se konstrukce těchto mechanismů liší od chladníku, pouze v detailech.

Výraznější specifické rozdíly mezi chladníkem a zařízeními pro příčnou dopravu se vyskytují u chladníků středních a jemných profilových tratí, které se nepoužívají jen pro čistě přepravní účely. [2]

2.1 Požadavky na chladníky

Pro zabezpečení synchronní práce válcovací tratě s chladníkem a dělicím zařízením je nutné navrhnout chladník s optimálními rozměry, které závisí na době ochlazování vyválnovaného materiálu.

Podíl hmotnosti chladníků na celkové hmotnosti zařízení celé válcovací tratě je značný a dosahuje 35 až 50 %. Z toho vyplývá závažnost zvolení správné koncepce a konstrukce zařízení chladníků. Na chladníky souasných profilových válcovacích tratí jsou kladeny následující požadavky: [2]

- 1) zabezpečení nutného tempa a rytmu válcování na válcovací trati
- 2) mechanizace a automatizace všech prací, od převzetí materiálu na chladník, jeho ochlazení a transport k dělicímu zařízení
- 3) získání rovných nepokroucených vývalků

2.2 Typy chladníků

2.2.1 Hřebenové chladníky

Používají se k chlazení středních i jemných profilů. Na chladnících tohoto typu se provádějí následující operace: převzetí válcovaného materiálu z přiváděcího válečkového dopravníku, jeho ochlazení a postupné přemístění po hřebenech chladníků na odváděcí válečkový dopravník, určený k transportu jednotlivých profilů nebo balíků vývalků k zařízení pro dělení za studena.

Na hřebenovém chladníku probíhá chlazení vývalků na pohyblivých ozubených hřebenech (roštnicích), které vykonávají kývavě-postupný pohyb. Závažným úkolem hřebenového chladníku je také rovnání vývalků v průběhu chlazení, což je nutné řešit vhodným konstrukčním uspořádáním roštnic. Přestože mají hřebenové chladníky kinematicky složitý mechanismus pohonu a vysokou hmotnost, jsou nejčastěji používány, protože vyhovují nejlépe požadavkům na chladníky profilových tratí.

Za válcovacími stolicemi jsou umístěny buď po obou stranách přiváděcího valníku (u dvoužilových válcovacích tratí) nebo jen po jedné straně (u tratí jednožilových - méně výkonných). [2]



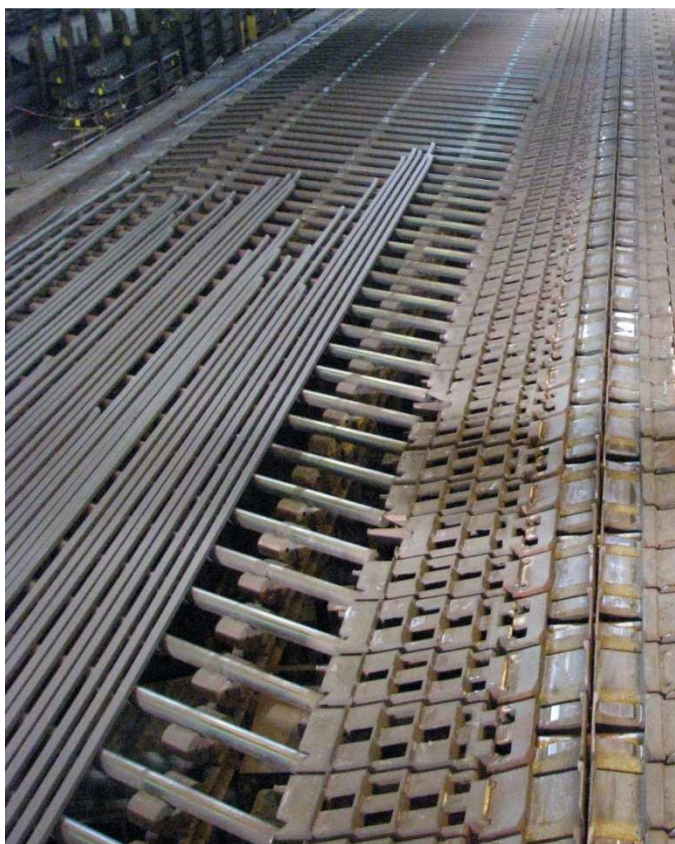
Obr. 2-1 Hřebenový chladník [3]

2.2.2 Válečkové chladníky

U některých středně profilových válcovacích tratí se využívá k ochlazení vývalků válečkových chladníků. Válečkový chladník tvoří dlouhé poháněné válečky o průměru 100 až 120 mm, skloněné vzhledem k ose příváděcího dopravníku pod úhlem 35 až 40°. Na koncích válečků ze strany pohonu jsou umístěna kuželově ozubená kola na společném tranzmisním hřídeli, který je poháněn pomocí převodovky a elektromotoru.

Vývalek se v průběhu ochlazování současně pohybuje dvěma směry - ve směru osy válcování a kolmo na ni (příčně). Výsledný pohyb vývalku po chladníku je znázorněn na obr. Konstrukčního schématu válečkového chladníku šipkou.

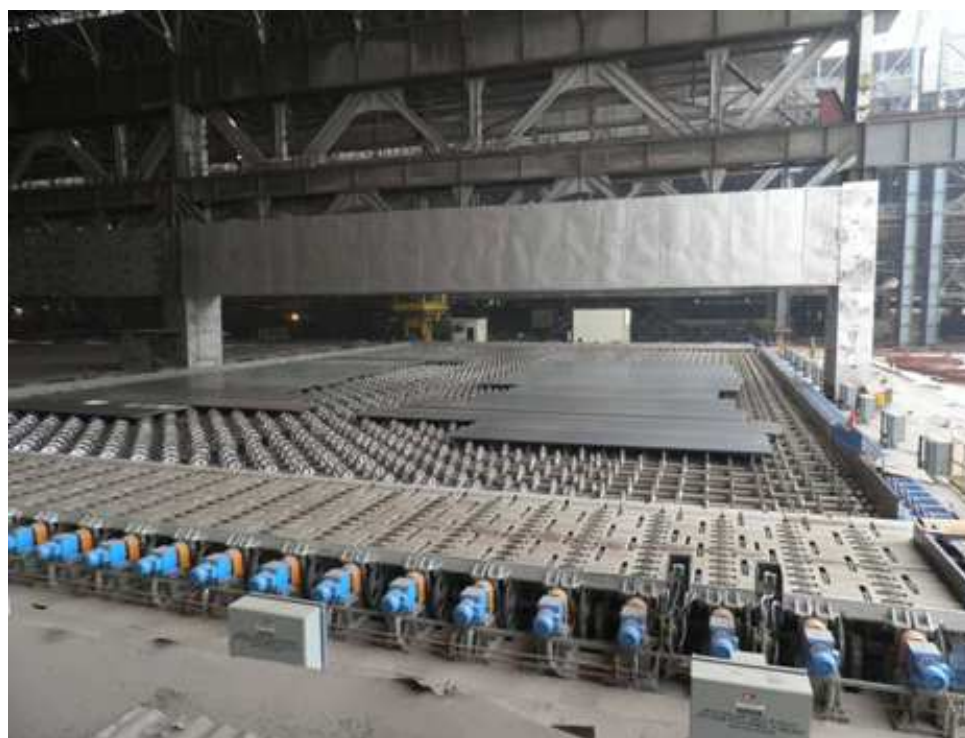
Hlavní předností válečkového chladníku je jeho jednoduchá konstrukce. Specifickou technologickou předností je nepřetržitá změna kontaktu povrchu vývalků s válečky chladníku, což vede k odstranění místního ochlazování vývalků a tím i jejich pokřivení. Tato vlastnost válečkového chladníku je velmi závažná zejména pro případ chlazení vývalků z legovaných materiálů. Dobu ochlazování vývalků je možné regulovat změnou obvodové rychlosti válečků. [2]



Obr. 2-2 Válečkový chladník [4]

2.2.3 Kotoučové chladníky

Další z možností, jak ochlazovat vývalky, je využitím kotoučových chladníků. Chladník je sestaven z paralelních řad hřídelí, které jsou opatřeny řadou kotoučů, čímž je vytvořena chladicí plocha, na níž spočívají plechy. Pohybu plechů po chladicí ploše se dosahuje otáčením hřídelí pomocí pohonu, který se skládá z motoru a převodové skříně. U některých typů chladících polí je poháněn každý hřídel samostatně, u jiných typů jsou poháněny opěrné válečky hřídele. Jednotlivé kotoučové chladníky se liší zejména způsobem uložení, způsobem pohonu a spojením hřídelí.



Obr. 2-3 Kotoučový chladník [1]

2.3 Vývojové tendence u chladníku na profily

U moderních konstrukcí chladníku je zřejmá snaha po zkrácení doby ochlazování profilů, což se projevuje i v různých konstrukčních úpravách, které umožňují nucené chlazení (systém ventilátoru pod chladníkem), využívá se krokových mechanismů, které jsou opatřeny i mechanismy pro obrácení vývalků na chladníku o 90° po uskutečnění každého kroku, což vede k tomu, že obě pohyblivé sekce roštnic mají vyrobeny na povrchu speciální tvarování.

Doba ochlazování vývalků při dopravě na chladníku s krokovým mechanismem pohonu pohyblivých roštnic je ve srovnání s dopravou vlečným polovičným, navíc jsou během pohybu vývalků po chladníku vytvořeny podmínky pro jejich rovnání. Je známá konstrukce chladníku, u které se trajektorie pohybu pohyblivých roštnic mění z elips na kružnici. [2]

2.4 Základní rozměry chladníku

Konstrukce a rozměry chladníku musí vyhovovat požadavku ochlazení vyválnovaného materiálu.

Délka chladníku se určuje podle největší délky vývalků, které se na něm dopravují a jsou stříhány v závislosti na konečných délkách, které se dělí ve studeném stavu za chladníkem.

U kolejnicových a těžkých profilových tratí se délka chladníků pohybuje mezi 35 až 60 m, u středních profilových tratí a jemných profilových tratí 300 až 350 m je nejčastější délka chladníku 60 až 110 m. U jemných profilových tratí 220 až 300 m se profilový materiál stříhá před chladníkem letnými nůžkami na délky 100 až 150 m. Ve válcovných tlustých plechů se volí délka chladníku do 30 až 40 m.

Šířka chladníku musí odpovídat výrobnosti válcovací tratě i době chladnutí kovu.

Rozměry chladníku musí tedy být v souladu s výrobností válcovací tratě, každý metr, o který se chladník rozšiřuje, zvyšuje investiční náklady, zvláště, když uvažujeme, že se délka chladníku např. u středojemných a jemných válcovacích tratí volí větší než 100m. [2]

Rychlý rozvoj pohonářské a regulační techniky umožnil v posledním období zvýšit výstupní rychlost spojitých a polospojitých válcovacích tratí a jejich hodinový výkon se posunul nad hranici $200t \cdot hod^{-1}$. Při tomto výkonu se již stává nejužším místem technologického toku ochlazení vývalků z doválnovací teploty na teplotu přípustnou pro další zpracování ve spojitě uspořádaných úpravářských linkách. Pro tratě s výkonem nad $200 t \cdot hod^{-1}$ vychází potřebná šířka chladicího lože přes 30 m, proto se i jednožilových tratí musí stavět dvojité chladicí lože.

Na chladím loži se musí odvést okolo 40 % tepla dodaného do válcovaného materiálu při ohřevu v ohřívacích pecích. [2]

2.5 Typy pohonů

U chladníku, pracujících ve válcovnách plechů, je požadavek na velkou únosnost tratě. Podmínky těžkého provozu ve válcovnách vyžadují předimenzování motorů, ložisek, spojek a dalších komponentů. Zejména rychlou výměnu poškozeného dílu.

Uspořádání pohonu bývá obvykle individuální, kdy každá hřídel (váleček) má vlastní pohonnou jednotku, většinou elektromotor (Obr. 2-5). Výjimečně se využívá pohonů skupinových.

Dopravní rychlosti těchto zařízení jsou obvykle nízké kolem $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, proto se využívá převodovek s vysokým převodovým poměrem, které nám zajistí nízké otáčky. Nejčastěji se používají převodovky planetové a čelní. Výhodou planetových převodovek jsou malé rozměry, nízká hmotnost a vysoká účinnost i při velkých přenášených výkonech. Nevýhodou však bývá malý výběr typů převodovek a cena. Proto se u těchto zařízení nejčastěji setkáváme s převodovkami čelními, jejichž hlavní výhodou je velký výběr výstupních parametrů a nižší cena.

Použití individuálního nebo skupinového uspořádání pohonu není zcela jednoznačné. Nelze jednoznačně říct, které z řešení je lepší pouze na základě technických a ekonomických ukazatelů.

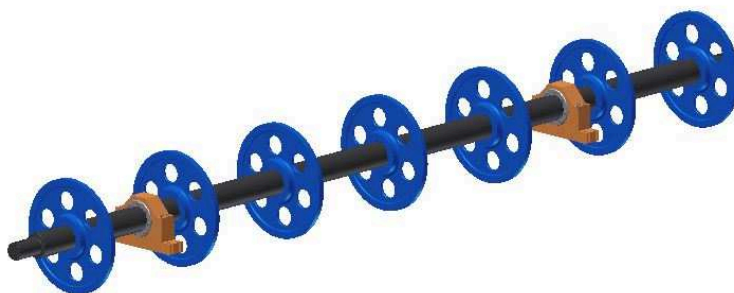


Obr. 2-4. Individuální pohon chladníku[5]

3 VARIANTY ŘEŠENÍ

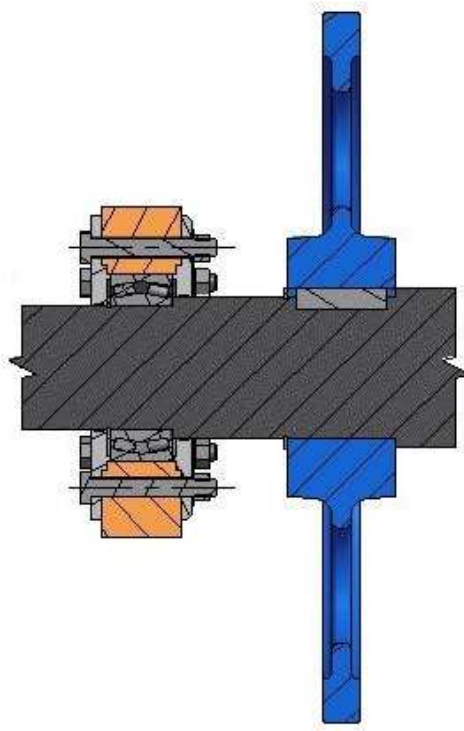
a) Varianta možného řešení č. 1

V první variantě řešení jsou průměry pod kotouči odstupňovány a pojištěny pojistnými kroužky. Tento způsob má však za následek různé průměry nábojů dopravních kotoučů a tím zvýšení výrobních nákladů. Krouticí moment se přenáší pomocí těsného pera. Uložení hřídele je provedeno v podobě ložiskových domků. Nevýhodou tohoto řešení je však složitá demontáž v případě technických problémů (prasklý kotouč, ohnutá hřídel, apod.)



Obr. 3-1 Varianta č. 1

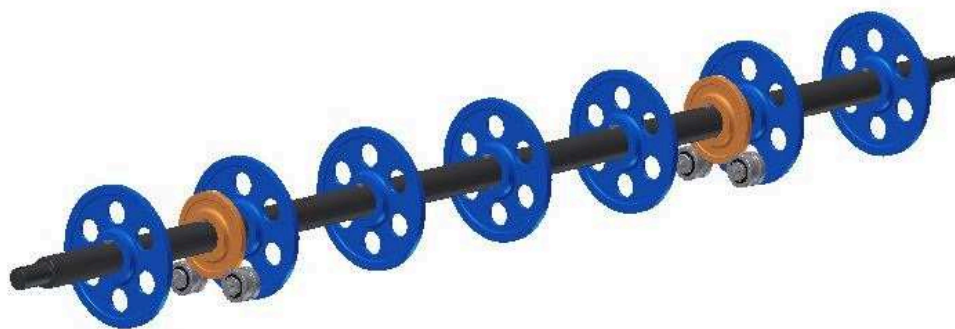
Detail varianty



Obr. 3-2 Detail varianty č. 1

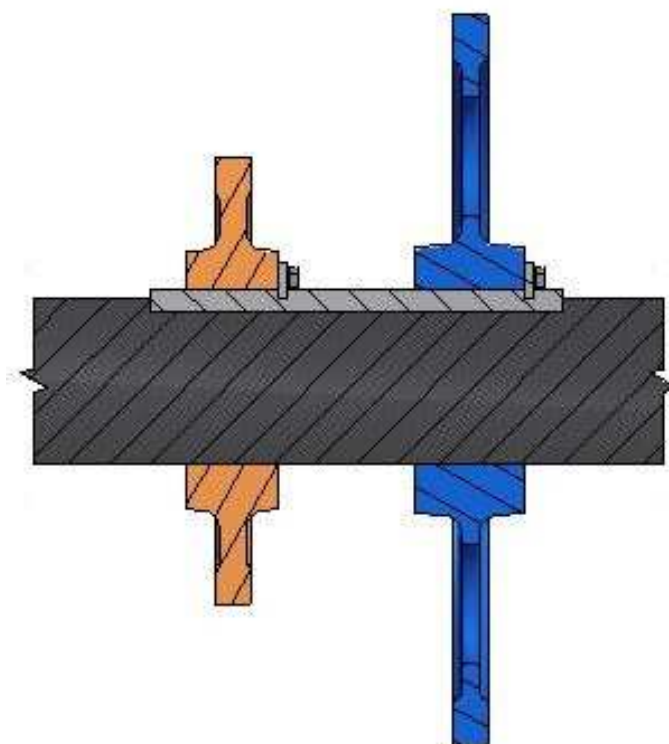
b) Varianta možného řešení č. 2

V případě druhé varianty je kotoučová hřídel uložena na opěrných válečcích pomocí opěrných kotoučů, což umožňuje snadnou výměnu hřídele v případě havárie. Pro přenos krouticího momentu na dopravní kotouče, jsou použita opět těsná pera, axiální pojištění zajišťuje přídržka, jež je přišroubovaná ke kotoučům. Tato varianta je z ekonomických a montážních hledisek výhodnější, proto se jí budu dále věnovat.



Obr. 3-3 Varianta č. 2

Detail varianty



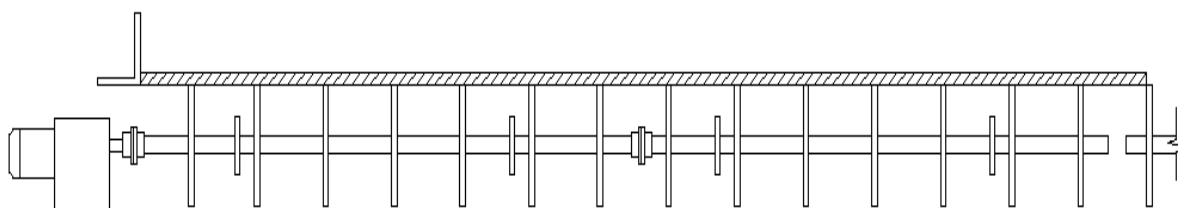
Obr. 3-4 Detail varianty č. 2

4 POČETNÍ ÚVAHA

Při návrhu pohonu uzlu zařízení vycházím z myšlenky nejhorší možné varianty. Tuto variantu shledávám v zatížení 2 sériově spojených hřídelí, nejtěžším možným plechem, který se zde může odvalovat a balancovat na této jedné dvojici. Plech, při této variantě, zatěžuje téměř celou svou váhou jednu dvojici hřídelí, neboť při odvalování bude v okamžiku, kdy opustí první dvojici, přesah na další dvojici hřídelí pouhých 40 mm. (Obr. 4-2). Pro zjištění reakcí je možno si toto uspořádání převést do 2-D a řešit jako staticky určitý nosník, zatížený spojitým zatížením. (Obr. 4-3)

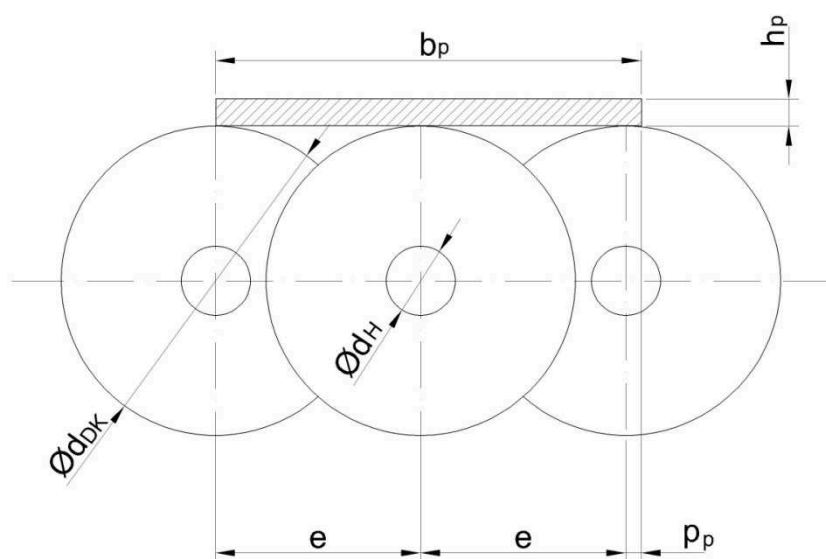
Nejtěžší plech, který se na hřídelích může odvalovat, je široký $b_p = 1,1m$ a vysoký $h_p = 0,05m$ a délka plechu je volena tak, že jsou zatíženy obě hřídele a plech končí u kotouče následující hřídele poháněné již dalším elektromotorem. Tato délka vychází $l_p = 14,8m$. (Obr. 4-1)

Dalším úkolem je navrhnout a zkontrolovat hřídel. Pro tento návrh si vybírám první hřídel za převodovkou, neboť zrovna tato konkrétní bude nejvíce namáhána na krut a také ohyb, neboť je delší než hřídel následující. Při kontrole hřídele bude zatížení od tíhy plechu ve stejné formě jako při návrhu pohonu (plech končí u dopravního kotouče následující hřídelí)



Obr. 4-1 Rozložení plechu na 2 hřídelích

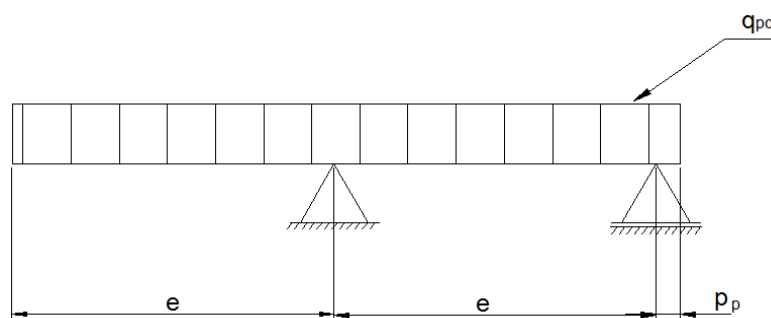
4.1 Výpočet rozložení zatížení



Obr. 4-2 Zatížení hřídelí při pohledu z čela

Schéma zatížení

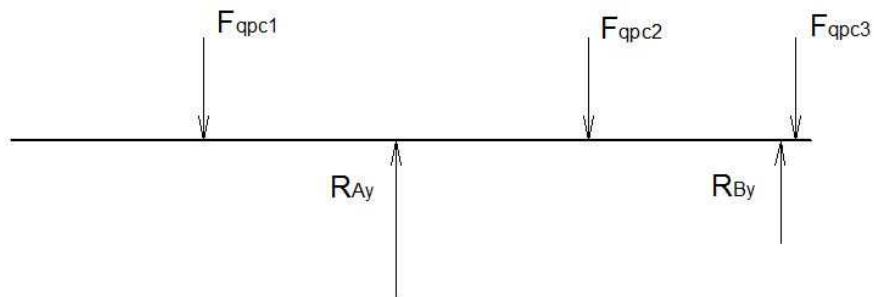
Nosník na dvou podporách je zatížen spojitým zatížením q_{pc} od celkové tíhy plechu. Pro výpočet je nutné znát rozměry nosníku. Rozteč mezi hřídelemi je volena $e = 0,53$ m. Hodnota přesahu na sousední hřídeli je $p_p = 0,04$ m



Obr. 4-3 Schéma zatížení z čela

Uvolnění

Nejdříve provedeme úplné uvolnění soustavy, podpory nahradíme reakcemi a jednotlivé úseky spojitého zatížení nahradíme dílčími silami.



Obr. 4-4 Rozklad sil

Hmotnost plechu

$$m_p = b_p \cdot h_p \cdot l_p \cdot \rho = 1,1 \cdot 0,05 \cdot 14,8 \cdot 7850 = 6389,9 \text{ kg} \quad (4.1)$$

Tíha plechu

$$G_p = m_p \cdot g = 6389,9 \cdot 9,81 = 62684,92 \text{ N} \quad (4.2)$$

Celkové spojité zatížení

$$q_{pc} = \frac{G_p}{b_p} = \frac{62684,92}{1,1} = 56986,29 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.3)$$

Zatěžující síly

$$F_{qpc1} = q_{pc} \cdot e = 56986,29 \cdot 0,53 = 30202,73 \text{ N} \quad (4.4)$$

$$F_{qpc2} = q_{pc} \cdot e = 56986,29 \cdot 0,53 = 30202,73 \text{ N} \quad (4.5)$$

$$F_{qpc3} = q_{pc} \cdot p_p = 56986,29 \cdot 0,04 = 2279,45 \text{ N} \quad (4.6)$$

Výpočet reakcí

Z rovnováhy sil a momentů lze získat tyto rovnice a dopočítat reakce v bodě A a B. Zatížení od plechu působí pouze v radiálním směru, proto hodnoty F_x budou rovny 0.

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (4.7)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (4.8)$$

$$R_{Ay} + R_{By} - F_{qpc1} - F_{qpc2} - F_{qpc3} = 0$$

$$R_{Ay} = -R_{By} + F_{qpc1} + F_{qpc2} + F_{qpc3}$$

$$R_{Ay} = -1253,69 + 30202,73 + 30202,73 + 2279,45 = 61431,22N$$

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (4.9)$$

$$-F_{qpc3} \cdot \left(e + \frac{p_p}{2}\right) + R_{By} \cdot e - F_{qpc2} \cdot \frac{e}{2} + F_{qpc1} \cdot \frac{e}{2} = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{qpc3} \cdot \left(e + \frac{p_p}{2}\right) + F_{qpc2} \cdot \frac{e}{2} - F_{qpc1} \cdot \frac{e}{2}}{b} =$$
$$= \frac{2279,45 \cdot \left(0,53 + \frac{0,04}{2}\right) + 30202,73 \cdot \frac{0,53}{2} - 30202,73 \cdot \frac{0,53}{2}}{0,53} = 1253,69N$$

Z těchto výpočtů vyplývá, že sousední hřídel bude zatěžována pouhými 2 % celkového zatížení. Proto pro další výpočty toto procentuální rozložení zanedbávám a počítám s celou tíhou plechu.

5 PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH KOTOUČOVÉ HŘÍDELE

Podle zvolené varianty řešení provádím hrubý návrh jedné kotoučové hřídele. Při návrhu vycházím ze zadaných rozměrů chladicího pole, zástavbového prostoru apod.

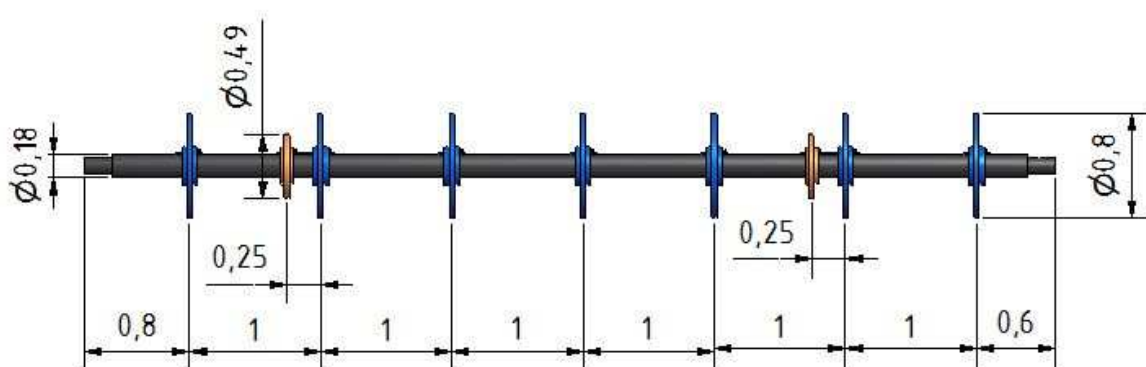
Průměr hřídele volím s ohledem na konzultace ve firmě a firemní zkušenosti předběžně $d_H = 0,18 m$.

Na hřídeli jsou umístěny dopravní a opěrné kotouče. Dopravní kotouče, po kterých se odvaluje vývalek, jsou vyrobeny z tvárné litiny 42 23 06. Průměr kotoučů je volen na základě potřebné dopravní výšky vůči válečkovým dopravníkům, po kterých se bude plech přivádět/odvádět. Průměr volím $d_{DK} = 0,8 m$. Rozteč mezi kotouči je 1 m.

Na hřídeli je ještě pár opěrných kotoučů, které zajišťují podporu celé hřídele. Tyto kotouče jsou uloženy na opěrných válečkích, jenž jsou vsazeny do rámu. Materiál těchto kotoučů je volen stejně jako v případě dopravních kotoučů. Průměr opěrných kotoučů je volen $d_{OK} = 0,49 \text{ mm}$.

5.1 Uspořádání kotoučové hřídele

Na následujícím obrázku je zobrazena sestava kotoučové hřídele se všemi zvolenými rozměry.



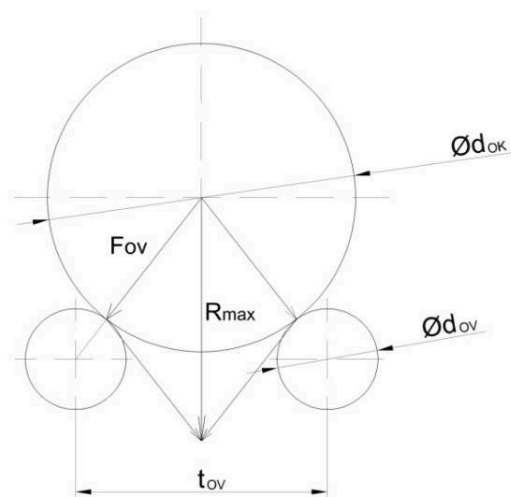
Obr. 5-1 Uspořádání kotoučové hřídele

5.2 Zatěžující síla na 1 váleček

Uložení zvolené varianty je provedeno pomocí dvojic opěrných válečků, na kterých se odvalují opěrné kotouče (Obr. 5-2). Pro návrh pohonu je nutné nejprve zjistit maximální zatěžující sílu F_{ov} na jeden váleček. Při výpočtu je nutno uvažovat, že válečky jsou zatěžovány tíhou plechu a také samotnou tíhou hřídele.

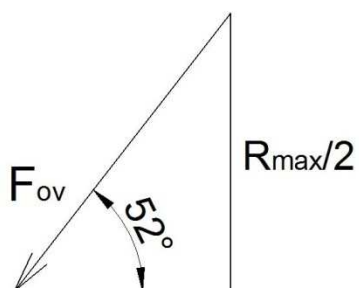
Schéma zatížení

Sílu, vyvozenou tíhou hřídele a plechu R_{max} , je nutno vektorově rozložit do směru dotyku opěrného kotouče a opěrného válečku. Rozteč válečků byla předem vhodně zvolena $0,4 \text{ m}$. Tím je docílen úhel 52° , pod kterým síla působí na váleček. Tento úhel je pro výpočet zatěžující síly rozhodující.



Obr. 5-2 Schéma zatížení na 1 váleček

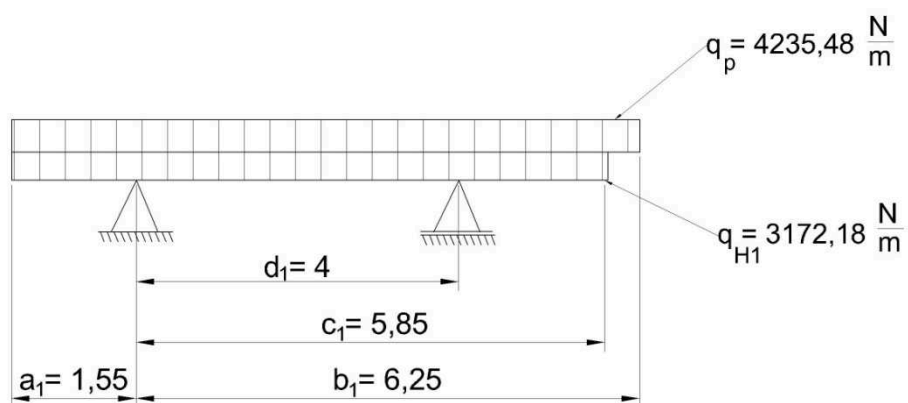
Detail působící síly na 1 opěrný váleček



Obr. 5-3 Zatěžující síla působící na váleček

Výpočet síly na 1 váleček

Při určování zatěžující síly je nejprve nutno zjistit, ve které z podpor je větší reakce.



Obr. 5-4 Schéma zatížení na podpory

Spojité zatížení od tíhy kotoučové hřídele 1 a plechu

Od tíhy plechu

$$q_{p1} = \frac{G_{p1}}{l_{p1}} = \frac{b_p \cdot h_p \cdot l_{p1} \cdot \rho \cdot g}{l_{p1}} = \frac{1,1 \cdot 0,05 \cdot 7,8 \cdot 7850 \cdot 9,81}{7,8} = \frac{33036,64}{7,8} \quad (5.1)$$
$$q_{p1} = 4235,48 \frac{N}{m}$$

Od tíhy hřídele 1

$$q_{H1} = \frac{G_{KH1}}{l_{H1}} = \frac{m_{KH1} \cdot g}{l_{H1}} = \frac{2392,88 \cdot 9,81}{7,4} \quad (5.2)$$
$$q_{H1} = 3172,18 \frac{N}{m}$$

Kde

m_{KH1} ...celková hmotnost kotoučové hřídele 1

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (5.3)$$

$$R_{Cy} + R_{Dy} - q_{p1} \cdot b_1 - q_{p1} \cdot a_1 - q_{H1} \cdot c_1 - q_{H1} \cdot a_1 = 0$$

$$R_{Cy} = q_{p1} \cdot b_1 + q_{p1} \cdot a_1 + q_{H1} \cdot c_1 + q_{H1} \cdot a_1 - R_{Dy}$$

$$R_{Cy} = 4235,45 \cdot 6,25 + 4235,45 \cdot 1,55 + 3172,18 \cdot 5,85 + 3172,18 \cdot 1,55 - 32026,41$$

$$R_{Cy} = 24484,43N$$

$$\sum M_{iC} = 0 \quad (5.4)$$

$$-q_{p1} \cdot \left(\frac{b_1^2}{2}\right) - q_{H1} \cdot \left(\frac{c_1^2}{2}\right) + R_{Dy} \cdot d_1 + q_{p1} \cdot \left(\frac{a_1^2}{2}\right) + q_{H1} \cdot \left(\frac{a_1^2}{2}\right) = 0$$

$$R_{Dy} = \frac{q_{p1} \cdot \left(\frac{b_1^2}{2}\right) + q_{H1} \cdot \left(\frac{c_1^2}{2}\right) - q_{p1} \cdot \left(\frac{a_1^2}{2}\right) - q_{H1} \cdot \left(\frac{a_1^2}{2}\right)}{d_1}$$

$$R_{Dy} = \frac{4235,45 \cdot \left(\frac{6,25^2}{2}\right) + 3172,18 \cdot \left(\frac{5,85^2}{2}\right) - 4235,45 \cdot \left(\frac{1,55^2}{2}\right) - 3172,18 \cdot \left(\frac{1,55^2}{2}\right)}{4}$$

$$R_{Dy} = 32026,41N$$

Z výpočtu vyplývá, že více je zatěžována podpora D, proto s touto hodnotou dále počítám, jakožto nejméně příznivou hodnotou.

Maximální působící síla na 1 opěrný váleček

Podle uvedeného schématu (Obr. 5-2) vypočítám zatěžující sílu na 1 opěrný váleček

$$F_{ov} = \frac{\frac{R_{max}}{2}}{\sin 52} \quad (5.5)$$
$$F_{ov} = \frac{\frac{32026,41}{2}}{\sin 52} = 20321,05N$$

Kde

R_{max} ...maximální reakce

6 VÝPOČET POHONU

Po předběžném návrhu kotoučové hřídele a zjištění zatěžující síly na opěrný váleček můžu přejít k výpočtu samostatného pohonu. Při návrhu pohonné jednotky se nesmí zapomenout uvažovat, že motor bude pohánět celkem 2 kotoučové hřídele spojené spojkou.

6.1 Dílčí momenty

Při provozu chladníku se projevuje několik různých vlivů, které způsobují různé krouticí momenty, tyto momenty můžeme považovat za provozní odpory, jenž je nutné překonat při rozběhu hřídele. Patří mezi ně:

- a) **Krouticí moment nutný k překonání valivého odporu při odvalování materiálu po dopravních kotoučích**

$$M_1 = G_p \cdot \xi_a \quad (6.1)$$
$$M_1 = 62684,92 \cdot 0,003 = 188,05 N \cdot m$$

ξ_a ...rameno valivého odporu mezi mat. a dopr. kotoučem dle firemních zkušeností uvažuji $\xi_a = 0,003m$

b) Krouticí moment nutný k překonání tření v ložiscích, při zatížení materiálem

$$M_2 = F_{OV} \cdot \mu \cdot \frac{d_L}{2} \quad (6.2)$$

$$M_2 = 20321,05 \cdot 0,0015 \cdot \frac{0,09}{2} = 1,37 N \cdot m$$

μ ...součinitel tření v ložiscích podle SKF volím $\mu = 0,0015$ [6]

c) Krouticí moment nutný k překonání valivého odporu mezi opěrným kotoučem a opěrným válečkem, při zatíženém stavu

$$M_3 = F_{OV} \cdot \xi_c \quad (6.3)$$

$$M_3 = 20321,05 \cdot 0,0015 = 30,48 N \cdot m$$

ξ_c ... rameno valivého odporu mezi opěr. kotoučem a válečkem dle firemních zkušeností uvažuji $\xi_c = 0,0015m$

6.2 Výpočet momentu setrvačnosti

Výpočet momentů setrvačnosti rotačních a posuvných hmot vztahují k ose otáčení, neboť v mém případě budu redukovat momenty na výstupní hřídel převodovky. Tento redukovaný moment se bude skládat z dílčích momentů setrvačnosti 2 kotoučových hřídelí.

Moment setrvačnosti 1. hřídele

$$I_{H1} = \frac{1}{2} m_{H1} \cdot r_H^2 \quad (6.4)$$

$$I_{H1} = \frac{1}{2} 1478,21 \cdot 0,9^2 = 5,98 kg \cdot m^2$$

Kde

m_{H1}hmotnost hřídele 1

r_Hpoloměr hřídele

Moment setrvačnosti 2. hřídele

$$I_{H2} = \frac{1}{2} m_{H2} \cdot r_H^2 \quad (6.5)$$

$$I_{H2} = \frac{1}{2} 1358,35 \cdot 0,09^2 = 5,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde

m_{H2}hmotnost hřídele 2

Moment setrvačnosti dopravního kotouče

$$I_{DK} = \frac{1}{2} m_{DK} \cdot (r_{DK}^2 + r_H^2) \quad (6.6)$$

$$I_{DK} = \frac{1}{2} \cdot 112,93 \cdot (0,4^2 + 0,09^2) = 9,49 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde

m_{DK}hmotnost dopravního kotouče

Moment setrvačnosti opěrného kotouče

$$I_{OK} = \frac{1}{2} m_{OK} \cdot (r_{OK}^2 + r_H^2) \quad (6.7)$$

$$I_{OK} = \frac{1}{2} \cdot 62,09 \cdot (0,245^2 + 0,09^2) = 2,11 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

kde

m_{OK} hmotnost opěrného kotouče

r_{DK}poloměr dopravního kotouče

Moment setrvačnosti materiálu

$$I_m = \frac{G_p \cdot d_{DK}^2}{4 \cdot g} \quad (6.8)$$

$$I_m = \frac{62684,92 \cdot 0,8^2}{4 \cdot 9,81} = 1022,38 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kde

D_{DK} ...průměr dopravního kotouče

Celkový redukovaný moment setrvačnosti na výstupní hřídel převodovky

$$I_{red} = 14 \cdot I_{DK} + 4 \cdot I_{NK} + I_{H1} + I_{H2} + I_m \quad (6.9)$$

$$I_{red} = 14 \cdot 9,49 + 4 \cdot 2,11 + 5,98 + 5,5 + 1022,38 = 1175,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

6.3 Celkové krouticí momenty

Celkové krouticí momenty lze rozdělit do dvou skupin a to na momenty statické a momenty dynamické.

- Statické momenty od zátěže. Jedná se o celkový statický moment, při plynulém běhu, vyvolaný součtem jednotlivých odporů.
- Dynamický moment. Jedná se o moment při rozběhu zatížené hřídele a moment při brzdění zatížené hřídele

Celkový statický moment při plynulém běhu

$$\sum M_{stat} = M_1 + 8 \cdot M_2 + 8 \cdot M_3 = 188,08 + 8 \cdot 1,37 + 8 \cdot 30,48 = 442,88 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.10)$$

Moment chodu

$$M_{CH} = \sum M_{stat} \cdot \frac{1}{\eta} = 442,88 \cdot \frac{1}{0,94} = 471,15 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.11)$$

η účinnost pohonu , $\eta = 0,94$

Dynamický moment při zrychlení / brzdění

$$\sum M_{dyn} = I_{red} \cdot \varepsilon = I_{red} \cdot \frac{2 \cdot a}{D_{DK}} = 1175,2 \cdot \frac{2 \cdot 0,5}{0,8} = 1469,02 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.12)$$

a zrychlení, $a = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Moment dynamického rozjezdu

$$M_{DR} = \sum M_{dyn} \cdot \frac{1}{\eta} = 1469,02 \cdot \frac{1}{0,94} = 1562,78 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.13)$$

Moment dynamického brzdění

$$M_{DB} = \sum M_{dyn} \cdot \eta = 1469,02 \cdot 0,94 = 1380,87 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.14)$$

Výsledný moment při rozjezdu

$$M_{ROZ} = M_{CH} + M_{DR} = 471,15 + 1562,78 = 2033,93 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.15)$$

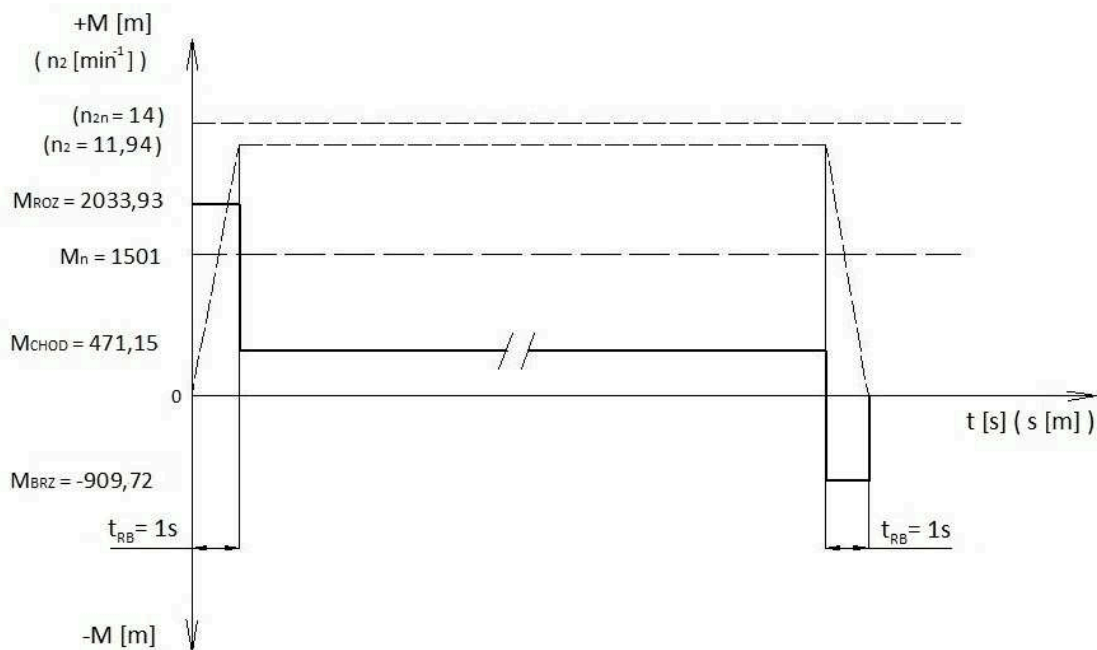
Výsledný moment brzdění

$$M_{BRZ} = M_{CH} - M_{DB} = 471,15 - 1380,87 = -909,72 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (6.16)$$

Doba rozjezdu a brzdění

$$t_{RB} = \frac{v}{a} = \frac{0,5}{0,5} = 1 \text{ s} \quad (6.17)$$

6.4 Zátěžový diagram



Obr. 6-1. Zátěžový diagram

6.5 Volba motoru s převodovkou

Motor jsem volil podle vypočtených celkových krouticích momentů a dále podle zátěžového diagramu (Obr.6-1). Při volbě jsem se řídil postupem udávajícím od výrobce, kdy vypočtené hodnoty krouticích momentů jsem násobil provozními součiniteli a tím se dostal na přibližné hodnoty katalogové, podle nichž jsem vhodně zvolil motor s převodovkou.

Při výběru motoru jsem vycházel z nabídky firmy NORD. Podle mých výpočtu se jeví, jako nejlepší varianta použití motoru s čelní převodovkou s označením: **SK 53 - 100L/4** [7]



Obr. 6-2 Elektromotor s čelní převodovkou od firmy NORD [7]

Parametry elektromotoru

Parametr	Hodnota
Označení	NORD 100L/4
Jmenovitý výkon P_{nM}	2,2 kW
Jmenovité otáčky n_M	1440 min ⁻¹
Jmenovitý proud (230/400 V) I	9,04 / 5,22 A
Jmenovitý moment M_{NM}	14,6 N · m
Poměr M_A/M_N	2,3
Poměr M_K/M_N	3
Moment setrvačnosti I_m	0,0045 kg · m ²

Tab. 1. Parametry elektromotoru

Parametry převodovky

Parametr	Hodnota
Označení	SK53
Výstupní otáčky n_{2n}	14 min^{-1}
Výstupní moment M_{NP}	$1501 \text{ N} \cdot \text{m}$
Převodový poměr i_p	105,87
Provozní faktor f_p	1,5
Celková hmotnost pohonu m_{poh}	111 kg

Tab. 2. Parametry převodovky

Výpočet otáček dopravních kotoučů

$$n_{DK} = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot d_{DK}} = \frac{60 \cdot 0,5}{\pi \cdot 0,8} = 11,94 \text{ min}^{-1} \quad (6.18)$$

Výpočet skutečné rychlosti

$$v_{sk} = \frac{\pi \cdot d_{DK} \cdot n_{2n}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,8 \cdot 14}{60} = 0,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.19)$$

Skutečná rychlost chladníku je $0,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. V provozu se využívají frekvenční měniče, které umožní změnu rychlosti a tím je zajištěna přesná dopravní rychlost, v mém případě $v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

6.5.1 Kontrola motoru na rozběh

Zvolený pohon je nutno zkontrolovat na rozběh. Celkový vypočtený rozběhový moment (6.15) musí být menší než rozběhový moment udávaný výrobcem motoru. V případě, že by byl vypočtený moment větší, pohon by byl špatně zvolen a motor by se nerozběhl. Rozběhový moment motoru je dán součinem nominálního momentu a momentovou přetížitelností $\gamma = 2,3$ [6]

$$M_{ROZ} \leq \gamma \cdot M_{NP} \quad (6.20)$$

$$2033,69 \leq 2,3 \cdot 1501$$

$$2036,27 < 3452,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Vyhovuje}$$

6.6 Volba spojky

Pro spojení hřídelí u chladníků se obvykle používají spojky zubové, výjimečně lamelové. Největší rozšíření zubových spojek u válcovacích zařízení je způsobeno jejich jednoduchou konstrukcí, možností přenosu velkých krouticích momentů a necitlivostí, vzhledem k malé nesouososti spojovaných hřídelů. Tyto důvody způsobily, že se ve válcovnách jiný typ spojek, než zubové obvykle nepoužívá.



Obr. 6-3 Zubová spojka [8]

Volbu spojky jsem prováděl podle metodiky výrobce, při které se opět vychází z celkových krouticích momentů. Z důvodu velkého průměru konce kotoučové hřídele, je spojka značně předimenzovaná. Spojka bude mazána vysokoteplotním tukem a těsnění bude teflonové, tím je zajištěn správný chod při vysokých teplotách. Z těchto důvodů bude navíc spojka chráněna plechovým stíněním.

V mém případě jsem volil zubovou spojku od firmy KTR: **GEARex FA35** [9]

Parametry spojky

Parametr	Hodnota
Označení	GEARex FA35
Maximální krouticí moment M_{KmaxS}	34 000 N · m
Maximální otáčky n_{maxS}	5100 min ⁻¹

Tab. 3. Parametry spojky

7 NÁVRH A KONTROLA HŘÍDELE

Samostatnou hřídel navrhnuji s ohledem na rám a uložení. Délku hřídele jsem volil s ohledem na zadanou šíři chladicího pole.

7.1 Výpočet minimálního průměru hřídele

Při návrhu hřídele je nutno nejprve spočítat minimální průměr, tento výpočet se provádí z pevnostní podmínky v krutu kdy je nutné znát maximální možný krouticí moment a také z výpočtu dovoleného zkrutu.

Maximální možný krouticí moment na výstupu z převodovky

$$M_{KmaxP} = M_{NP} \cdot \frac{M_K}{M_N} \quad (7.1)$$

$$M_{KmaxP} = 1501 \cdot 3 = 4503 \text{ Nm}$$

Nejmenší průměr z pevnostní podmínky v krutu

$$\tau_{Dov} = \frac{M_{KmaxP}}{W_K} = \frac{M_{KmaxP}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_{MIN}^3} \quad (7.2)$$

$$d_{MIN} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{KmaxP}}{\pi \cdot \tau_{Dov}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4503 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}} = 104,66 \text{ mm}$$

τ_{Dov} dovoleného napětí v krutu $\tau_{Dov} = 20 \text{ Mpa}$ [10]

Návrh minimálního průměru z dovoleného zkrutu

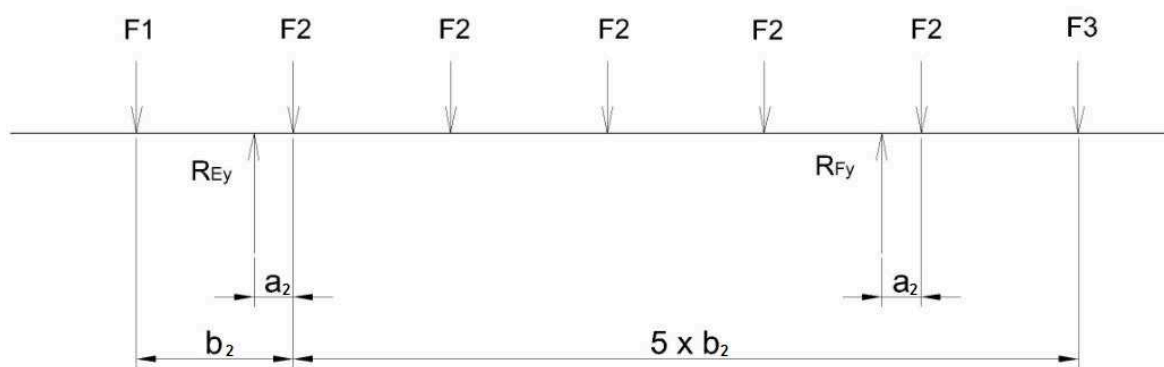
Z důvodu dlouhé hřídele provádím i návrh minimálního průměru z dovoleného zkrutu. Hodnota dovoleného zkrutu je $\varphi_{DOV} = 0,25^\circ/m$ [11]

$$\varphi_{DOV} = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_{KmaxP} \cdot l_{H1}}{G \cdot 0,1 \cdot d_{MIN}^4} \quad (7.3)$$

$$d_{MIN} = \sqrt[4]{\frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_{KmaxP} \cdot l_{H1}}{G \cdot 0,1 \cdot \varphi_{DOV}}} = \sqrt[4]{\frac{180}{\pi} \cdot \frac{4502 \cdot 10^3 \cdot 7400}{79000 \cdot 0,1 \cdot 1,85}} = 106,90mm$$

Při volbě průměru hřídele jsem se řídil cennými radami při konzultaci ve firmě a s ohledem na firemní zkušenosti jsem volil průměr hřídele $d=180$ mm

7.2 Výpočet reakcí



Obr. 7-1 Zatížení hřídele.

Hodnoty použitého zatížení od tíhy plechu:

Pro tento výpočet jsem si rozdělil tíhu plechu na jednotlivé síly, které působí v místě dotyku s dopravními kotouči. Toto rozdělení je výhodnější pro další výpočty.

Síla	Hodnota
F_1	5506,11 N
$F_2 - F_6$	4235,46 N
F_7	6353,2 N

Tab. 4. zatěžující síly od tíhy plechu

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (7.4)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (7.5)$$

$$R_{Ey} + R_{Fy} - F_1 - 5 \cdot F_2 - F_3 = 0$$

$$R_{Ey} = -R_{Fy} + F_1 + 5 \cdot F_2 + F_3$$

$$R_{Ey} = -19218,4 + 5506,11 + 5 \cdot 4235,46 + 6353,2 = 13818,22 \text{ N}$$

$$\sum M_{iE} = 0 \quad (7.6)$$

$$-F_3 \cdot (5 \cdot b_2 + a_2) - F_2 \cdot (4 \cdot b_2 + a_2) + R_{Fy} \cdot (4 \cdot b_2) - F_2 \cdot (3 \cdot b_2 + a_2) - \\ -F_2 \cdot (2 \cdot b_2 + a_2) - F_2 \cdot (b_2 + a_2) - F_2 \cdot a_2 + F_1 \cdot (b_2 - a_2) = 0$$

$$R_{Fy} = \frac{F_3 \cdot (5 \cdot b_2 + a_2) + F_2 \cdot (4 \cdot b_2 + a_2) + F_2 \cdot (3 \cdot b_2 + a_2)}{4} +$$

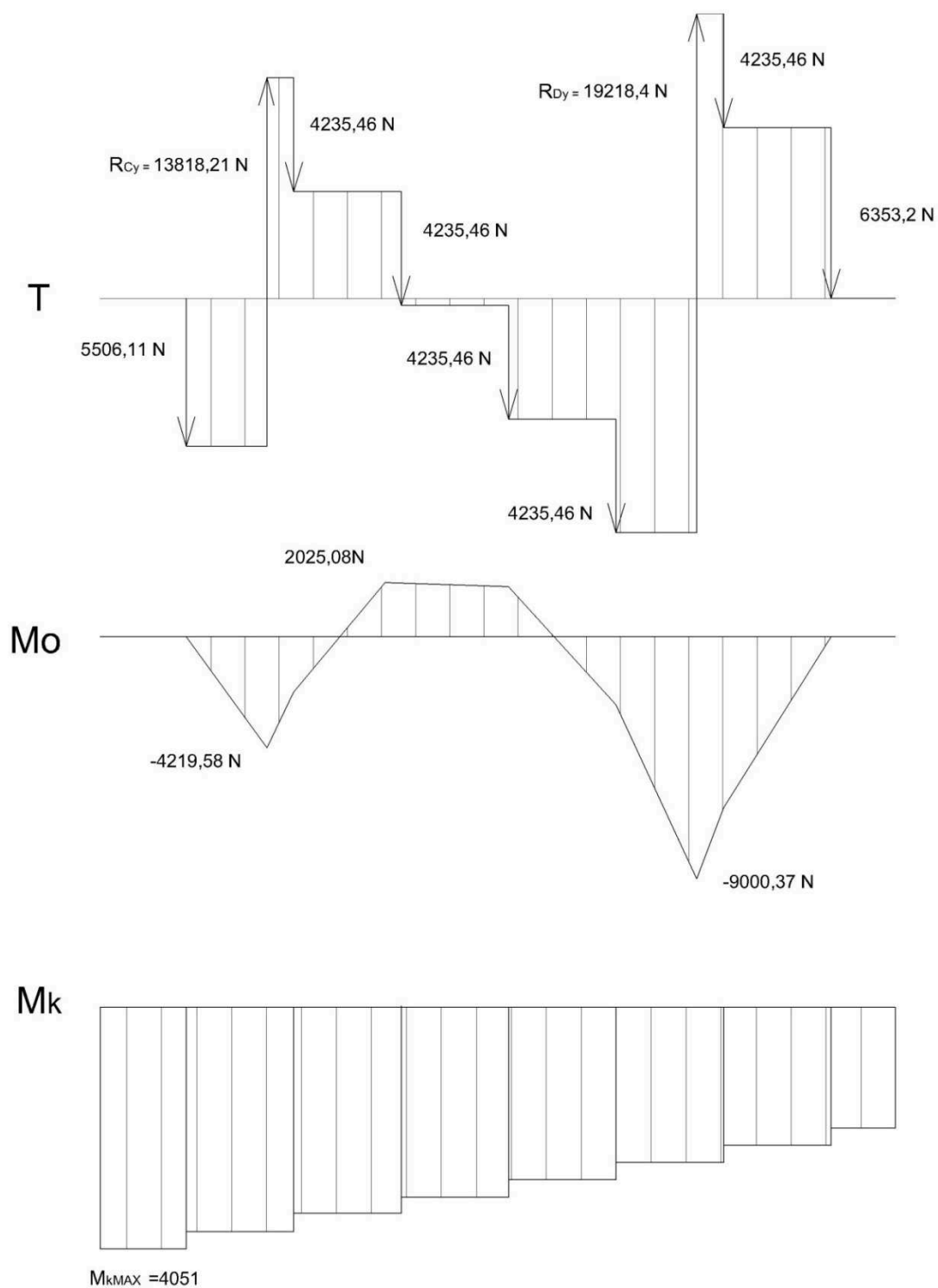
$$+ \frac{F_2 \cdot (2 \cdot b_2 + a_2) + F_2 \cdot (b_2 + a_2) + F_2 \cdot a_2 - F_1 \cdot (b_2 - a_2)}{4}$$

$$R_{Fy} = \frac{6353,2 \cdot 5,25 + 4235,46 \cdot 4,25 + 4235,46 \cdot 3,25 + 4235,46 \cdot 2,25}{4} +$$

$$+ \frac{4235,46 \cdot 1,25 + 4235,46 \cdot 0,25 - 5506,11 \cdot 0,75}{4}$$

$$R_{Fy} = 19218,4 \text{ N}$$

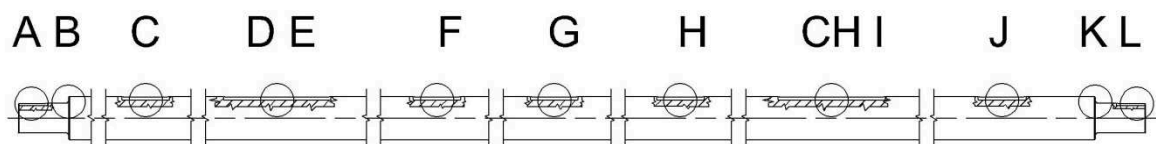
7.3 Průběhy posouvajících sil, ohybových a krouticích momentů



Obr. 7-2 Průběhy posouvajících sil, ohybových a krouticích momentů

7.4 Kontrola hřídele

Hřídel je nutno zkontrolovat v místech s nebezpečnými průřezy, tyto místa jsou v místech drážek pro pera pod spojkou, osazení a v místech drážek pro pera pod kotouči



Obr. 7-3 Nebezpečné průřezy

Kotoučová hřídel (nosník) je namáhána pouze radiálními silami, z toho vyplývá, že reakce v ose x jsou rovny 0.

Reakce R_{Ey} a R_{Fy} byly spočteny v kap. 7.2

7.4.1 Ohybové momenty

Ohybové momenty v bodech A, B, C, J, K, L jsou rovny 0, neboť zde nepůsobí zatížení, které by jej vyvolalo.

Ohybové momenty pro jednotlivá místa se spočítají z následujících rovnic:

$$M_{OD} = -F_1 \cdot (b - a) \quad (7.7)$$

$$M_{OE} = -F_1 \cdot b + R_{Ey} \cdot a \quad (7.8)$$

$$M_{OF} = -F_1 \cdot (2 \cdot b) + R_{Ey} \cdot (b + a) - F_2 \cdot b \quad (7.9)$$

$$M_{OG} = -F_1 \cdot (3 \cdot b) + R_{Ey} \cdot (2 \cdot b + a) - F_2 \cdot (2 \cdot b) - F_2 \cdot b \quad (7.10)$$

$$M_{OH} = -F_3 \cdot (2 \cdot b) - F_2 \cdot b + R_{Fy} \cdot (b - a) \quad (7.11)$$

$$M_{OCH} = -F_3 \cdot (b + a) - F_2 \cdot a \quad (7.12)$$

$$M_{OI} = -F_3 \cdot b \quad (7.13)$$

Hodnoty vypočtených ohybových momentů jsou uvedeny v tabulce níže (Tab. 5)

7.4.2 Redukované momenty

Výpočet redukovaných momentů provádím podle jednotlivých teorií [12]

Rankin

$$M_{RED} = \frac{M_o + \sqrt{M_o^2 + M_k^2}}{2} \quad (7.14)$$

Saint – Vénant

$$M_{RED} = 0,35 \cdot M_o + 0,65 \cdot \sqrt{M_o^2 + M_k^2} \quad (7.15)$$

Guest

$$M_{RED} = \sqrt{M_o^2 + M_k^2} \quad (7.16)$$

Energie pro $\mu = 0,3$

$$M_{RED} = \sqrt{M_o^2 + 0,65 \cdot M_k^2} \quad (7.17)$$

Místo	M_{oi}	M_{ki}	$M_{REDi} [Nm]$			
	[Nm]	[Nm]	Rankin	Saint-Venant	Guest	Energie
A	0	4502	2251,0	2926,3	4502,0	3629,6
B	0	4502	2251,0	2926,3	4502,0	3629,6
C	0	4502	2251,0	2926,3	4502,0	3629,6
D	4129,6	4180,4	5002,9	5264,9	5876,2	5330,4
E	2051,6	4180,4	3354,1	3744,9	4656,7	3945,7
F	2025,1	3858,9	3191,5	3541,4	4358,0	3712,1
G	1866,3	3537,3	2932,8	3252,8	3999,4	3408,2
H	2528,0	3215,7	3309,3	3543,6	4090,5	3621,1
CH	9000,4	2894,1	9227,3	9295,4	9454,2	9297,9
I	6353,2	2894,1	6667,3	6761,5	6981,3	6768,1
J	0	2572,6	1286,3	1672,2	2572,6	2074,1
K	0	2251	1125,5	1463,2	2251,0	1814,8
L	0	2251	1125,5	1463,2	2251,0	1814,8

Tab. 5. Redukované momenty

Z vypočtených hodnot zjišťuji, že redukovaná napětí, vypočtená dle metody Guestovy mají největší hodnoty, proto je použiju při dalším výpočtu vedoucí k výpočtu bezpečností.

7.4.3 Redukovaná napětí a bezpečnost hřídele

Pro zjištění bezpečnosti je nutné nejprve zjistit hodnoty redukovaných napětí σ_{RED} , které se vypočtou ze vzorce (7.19). Při výpočtu průřezových modulů W_o (7.18) je nutno dbát na správné určení nebezpečných průřezů kritických míst. Veškeré hodnoty σ_{RED} , M_{RED} , W_o jsou zapsány v tabulce redukovaných napětí. (Tab. 6.)

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_i^3}{16} \quad (7.18)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \frac{M_{REDi}}{W_{oi}} \quad (7.19)$$

Bezpečnost hřídele

Do tabulky rovněž zapíšeme hodnoty bezpečností hřídele k_h , které se spočtou z následujícího vztahu

$$k_h = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} \quad (7.20)$$

Hodnota R_e pro materiál hřídele 12 050.1 volím $R_e = 285 MPa$ [13]

Místo	M_{REDi}	W_{oi}	σ_{REDi}	k_{hi}
	[Nm]	[mm ³]	[MPa]	[–]
A	4502	145450,2	31	9,2
B	4502	191747,6	23,5	12,1
C	4502	441013,3	10,2	27,9
D	5876,2	441013,3	11,3	25,1
E	4656,7	441013,3	10,6	27
F	4358	441013,3	9,9	28,8
G	3999,4	441013,3	9,1	31,4
H	4090,5	441013,3	7,5	38
CH	9454,2	441013,3	21,4	13,3
I	6981,3	441013,3	15,1	18,9
J	2572,6	441013,3	5,8	48,9
K	2251	191747,6	11,7	24,3
L	2251	145450,2	15,5	18,4

Tab. 6. Redukovaná napětí a bezpečnosti hřídele

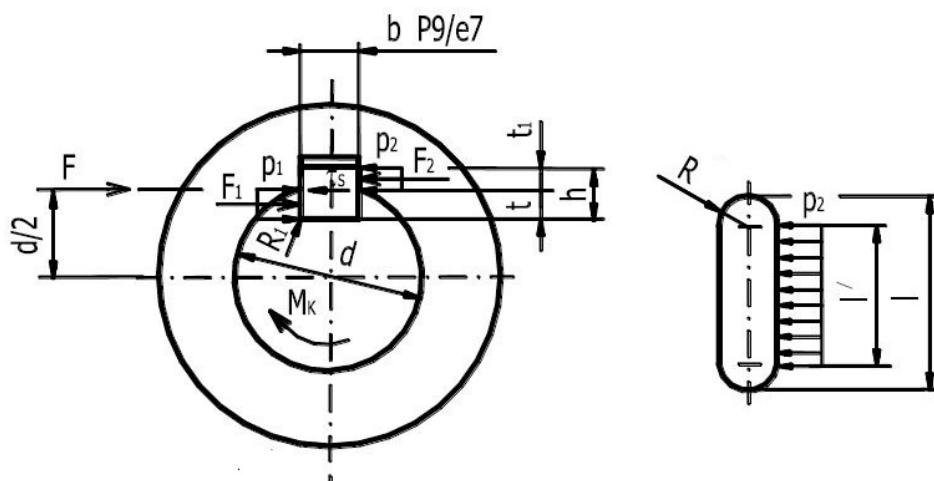
Hodnoty bezpečností, ve všech nebezpečných místech, jsou nadmíru vyhovující. Mohlo by se zdát, že průměr hřídele 180 mm je značně předimenzovaný, byla by možnost tento průměr zmenšit, avšak hřídel je používána v těžkém průmyslu, kde může docházet k nepředvídatelným jevům, jako např.: pád plechu z jeřábu, apod., proto zvolený průměr i s vyšší bezpečností ponechávám.

8 ULOŽENÍ KOTOUČŮ

Kotouče jsou na hřídeli pojištěny proti pootočení těsným perem a axiální posuv je zajištěn přišroubovanou přídržkou. Tato příložka je vsunuta do drážky, která je vyfrézovaná v peru.

8.1 Návrh a výpočet spojení pomoci pera

Pero bude kontrolováno na základě tlaku mezi perem a drážkou v náboji. Pero se také může kontrolovat na pevnost ve stříhu, ale tento výpočet se nepoužívá, neboť je méně nebezpečný než působící tlak. [14]



Obr. 8-1 Schéma namáhání pera tlakem

Síla působící na bok pera

Nejprve je nutné vypočítat sílu, která nám působí na bok pera.

$$F_{2tp} = \frac{M_{kMAX}}{\frac{d_H}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (8.1)$$

Pro průměr hřídele $d = 125 \text{ mm}$

$$F_{2tpS} = \frac{4502 \cdot 10^3}{\frac{125}{2} + \frac{6,9}{2}} = 68263,84 \text{ N} \quad (8.2)$$

Pro průměr hřídele $d = 180 \text{ mm}$

$$F_{2tpDK} = \frac{4502 \cdot 10^3}{\frac{180}{2} + \frac{9,7}{2}} = 47464,42 \text{ N} \quad (8.3)$$

8.1.1 Kontrola pera typu 1 (pod spojkou) v bodě A

První kontrolu provádím v bodě A, čili v místě spojení pera se spojkou, neboť právě zde je nejmenší volený průměr a největší krouticí moment.

Materiál náboje

Materiál náboje spojky je podle výrobce ocel. Hodnota dovoleného tlaku v náboji spojky je $p_{DOV} = 120 \text{ MPa}$

Typ pera

Pro průměr hřídele $d = 125 \text{ mm}$ volím pero, jehož rozměry jsou:

b	h	t	t_1	l_{tp}
32	18	11,1	6,9	105

Tab. 7. Parametry pera typu 1

Označení pera 32 x 18 x 105

$$p = \frac{F_{2tp}}{t_1 \cdot b_s} \leq p_{DOV} \quad (8.4)$$

$$p_1 = \frac{F_{2tps}}{t_1 \cdot b_s} = \frac{68263,84}{6,9 \cdot 105} = 94,22 \text{ MPa}$$

$$p_1 \leq p_{DOV}$$

$$94,22 < 120 \rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

8.1.2 Kontrola pera typu 2 (pod dopravním kotoučem) v bodě C

Zde se jedná o první pero na průměru $d_H = 180 \text{ mm}$, a také zde se bude přenášet největší krouticí moment

Materiál náboje

Náboj dopravního kotouče je vyroben z tvárné litiny 42 23 06. Hodnota dovoleného tlaku v náboji je $p_{DOV} = 80 \text{ MPa}$

Typ pera

Pro průměr hřídele $d = 180\text{mm}$ volím pero, jehož rozměry jsou:

b	h	t	t_1	l_{tp}
45	25	15,3	9,7	180

Tab. 8. Parametry pera typu 2

Označení pera 45 x 25 x 180 ČSN 02 2562

$$p = \frac{F_{2tp}}{t_1 \cdot b_{DK}} \leq p_{DOV} \quad (8.5)$$
$$p_1 = \frac{F_{2tpDK}}{t_1 \cdot b_{DK}} = \frac{47464,42}{9,7 \cdot 120} = 40,77\text{MPa}$$
$$p_1 \leq p_{DOV}$$
$$40,77 < 80 \rightarrow \text{pero vyhovuje}$$

8.1.3 Kontrola pera typu 3 (pod dop. a opěr. kotouče)

V tomto případě přenáší pero krouticí moment opět na dopravní kotouč, proto je výsledná hodnota tlaku stejná jako u kontroly typu 2

Typ pera

Pro průměr hřídele $d = 180\text{mm}$ volím pero, jehož rozměry jsou:

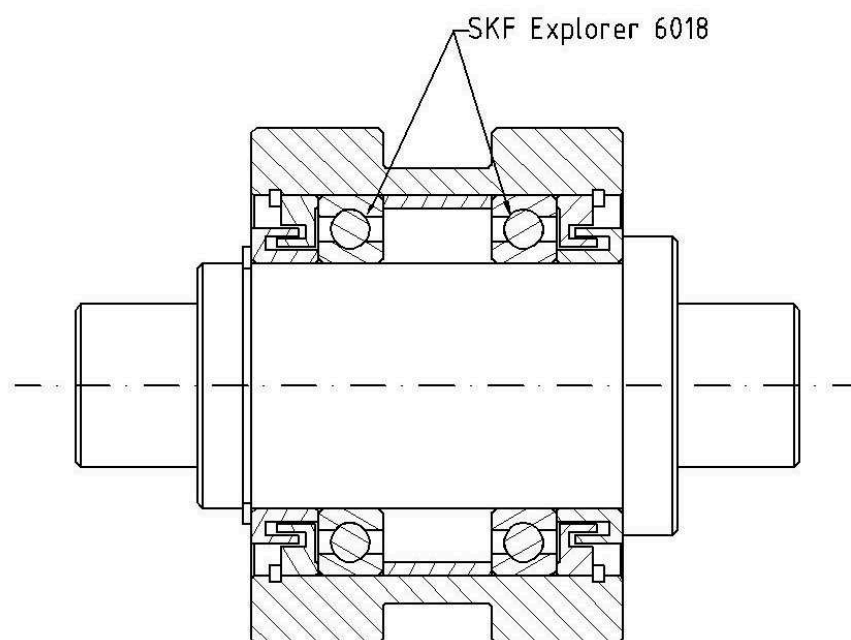
b	h	t	t_1	l_{tp}
45	25	15,3	9,7	450

Tab. 9. Parametry pera typu 3

Označení pera 450 x 25 x 450 ČSN 02 2562

9 NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK OPĚRNÝCH VÁLEČKŮ

Uložení kotoučové hřídele je provedeno pomocí opěrných válečků. Pro tyto válečky byla zvolena dvě jednořadá kuličková ložiska od firmy SKF. Ložiska jsou teplotně stabilizována, což zaručuje správný chod v prostředí s vysokými teplotami. Označení ložiska: **SKF Explorer 6018** [15]



Obr. 9-1 Opěrný váleček

Parametry ložiska

Parametr	Hodnota
Vnitřní průměr d_L	90 mm
Vnější průměr D_L	140 mm
Šířka B_L	24 mm
Dynamická únosnost C	60,5 kN
Statická únosnost C_0	50 kN
Hmotnost m_L	1,15 kg

Tab. 10. Parametry ložiska

9.1 Výpočet životnosti ložiska

Z důvodu různorodého zatížení ložisek od různých typů plechů počítám trvanlivost ložiska za proměnných provozních podmínek. Výpočet ložiska provádím podle metodiky dané výrobcem [16]

Výpočet dílčí životnosti ložiska

$$L_{10m1} = \left(\frac{C}{P_{e1}} \right)^p \quad (9.1)$$
$$L_{10m1} = \left(\frac{60500}{10160,52} \right)^3 = 79,02 \text{ mil. ot}$$

pexponent typu ložiska (kuličkové = 3, ostatní = 3,333).

Další vypočtené dílčí životnosti jsou zobrazeny v tabulce

Dynamické ekvivalentní zatížení

$$P_{e1} = X \cdot F_R + Y \cdot F_A = 1 \cdot 4002,92 + 0 \cdot 0 = 4002,92 \text{ N} \quad (9.2)$$

X součinitel radiálního zatížení

Y součinitel axiálního zatížení

F_R ...radiální složka síly zatěžující ložisko

F_A ...axiální složka síly zatěžující ložisko

Dílčí životnosti ložiska

označení	Procentuální zatížení [%]	Typ plechu podle tloušťky t [mm]	Zatížení na jedno ložisko F_{Li} [N]	Životnost ložiska L_{10i} [mil. ot.]
1	5	50	10160,52	211,11
2	25	25	7081,7	623,52
3	25	16	5973,35	1038,99
4	20	10	5234,44	1544,03
5	15	5	4618,68	2247,56
6	10	0	4002,92	3452,51

Tab. 11. Dílčí životnosti ložiska

Výpočet trvanlivosti za proměnných provozních podmínek

$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10m1}} + \frac{U_2}{L_{10m2}} + \frac{U_3}{L_{10m3}} + \frac{U_4}{L_{10m4}} + \frac{U_5}{L_{10m5}} + \frac{U_6}{L_{10m6}}} \quad (9.3)$$

$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{0,05}{211,11} + \frac{0,25}{623,52} + \frac{0,25}{1038,99} + \frac{0,2}{1544,03} + \frac{0,15}{2247,56} + \frac{0,1}{3452,51}}$$

$$L_{10} = 906,08 \text{ mil. ot.}$$

Výpočet životnosti ložiska v provozních hodinách

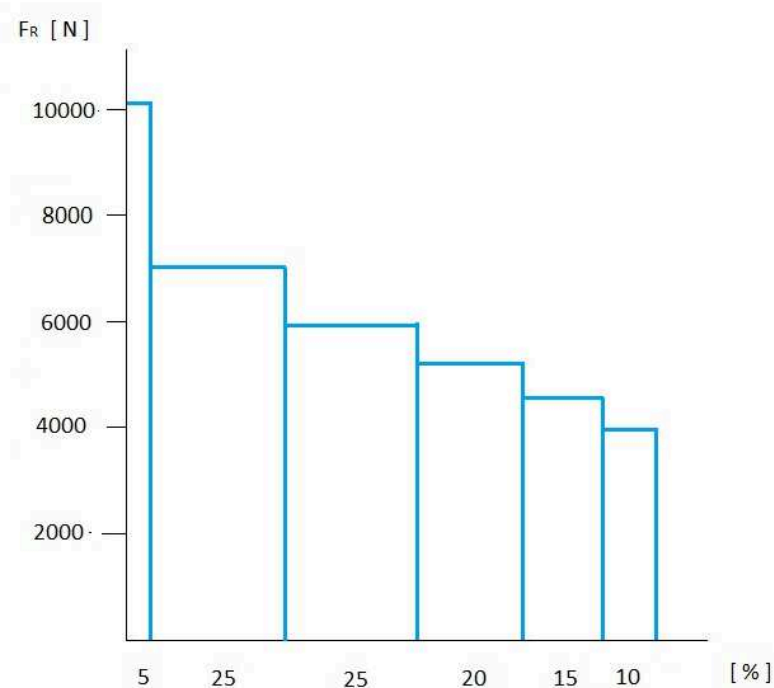
$$L_{10mh} = L_{10m} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_L} \quad (9.4)$$

$$L_{10mh} = 906,08 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 68,24} = 221297 \text{ hod} = 25,26 \text{ let}$$

n_L ... otáčky ložiska $n_L = 68,24 \text{ min}^{-1}$

Vypočtená životnost je v tomto případě dostatečná

9.2 Spektrum zatížení ložiska



Obr. 9-2 Spektrum zatížení ložiska

10 DOPORUČENÍ PRO PROVOZ A ÚDRŽBU

Ovládání

Ovládání chladníku je prováděno v řídicím centru, jenž kontroluje správný chod zařízení. O obsluhu zařízení se stará personál, jenž je stále přítomen. Ovládání chladníku se provádí pomocí standardních řídicích prvků. Obsluha zajišťuje ovládání pohybu plechů, podle aktuální potřeby a stavu navazujících zařízení.

Mazání

V případě převodových skříní je použita olejová náplň. Servisní intervaly výměny těchto náplní jsou uvedeny v manuálu. Kontrolu a výměnu olejových náplní provádí kvalifikovaný personál. Kontrolu lze provádět pouze, pokud je pohon zcela mimo provoz a převodovka je chladná. Pohon musí být odpojen od napětí a zajištěn proti náhlému připojení během údržby. V případě zubových spojek je použito vysokoteplotního tuku. Servisní intervaly jsou opět uvedeny v manuálu.

Všeobecné pokyny pro údržbu

Údržba a kontrola zařízení bude prováděna na základě platných směrnic pro provoz a kontrolu zařízení. Tyto kontroly budou prováděny ve stanovených intervalech. Provozovatel stanoví personál zodpovědný za kontrolní činnost. Údržba zařízení bude prováděna výhradně pod dohledem odpovědného personálu.

11 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout konstrukční část chladníku tlustých plechů, která je tvořena kotoučovou hřídelí, jejím pohonem a uložením. Podle zadaných parametrů byl navržen vhodný pohon, provedena pevnostní kontrola navržené hřídele a kontrola zvolených ložisek.

Volba vhodného pohonu byla prováděna na základě zvolené početní úvahy. Jako pohon kotoučové hřídele byl vybrán elektromotor s 3 stupňovou čelní převodovkou od firmy NORD s označením SK 53 - 100L/4. Ke spojení motoru s kotoučovou hřídelí byla zvolena zubová spojka KTR GEARex FA35.

Návrh rozměrů hřídele byl konzultován s firmou Vítkovice a.s.. Při statické kontrole vyšli hodnoty bezpečnosti ve všech místech nebezpečných průřezů nadmíru vyhovující. Hřídel je v tomto případě dost předimenzována, avšak s ohledem na použití v těžkém průmyslu je tato vyšší bezpečnost výhodou, neboť při provozu chladníku mohou nastat nepředvídatelné skutečnosti, jako např. pád plechu na chladník způsobený nešetrnou manipulací s jeřábem. Tato skutečnost může mít za následek prasknutí několika dopravních kotoučů, což představuje menší komplikace, než kdyby došlo z důvodu poddimenzování k ohnutí hřídele. Výměnu poškozených kotoučů je totiž možno provést, až při plánované odstávce, oproti ohnuté hřídeli, jenž by byla nutná vyměnit okamžitě, což by mělo za následek odstávku zařízení a přerušení výrobního procesu.

V poslední části práce je proveden návrh a kontrola ložisek. Podle vypočteného zatížení byla pro opěrný váleček zvolena dvě jednořadá kuličková ložiska od firmy SKF s označením Explorer 6018. Vypočtená životnost těchto zvolených ložisek dosahuje 25 let.

12 POUŽITÁ LITERATURA

[1] Vítkovice: Vítkovice heavymachinery. *Www.vitkovicemachinery.com* [online]. [cit. 2012-02-03]. Dostupné z:

<http://www.vitkovicemachinery.com/news/message/detail/id/220/lang/en/site/19>

[2] POKORNÝ, Arnošt. *Tvářecí stroje. Podélná a příčná doprava a manipulátory, dělicí a rovnací stroje*. 1. vyd. Ostrava: VŠB, 1990, 241 s. ISBN 80-707-8068-1.

[3] EVOTECH. *Www.evotech.in* [online]. [cit. 2012-02-03]. Dostupné z: <http://www.evotech.in/rollingmill/auto-cooling-bed.php>

[4] Plakoma. *Www.plakoma.de* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.plakoma.de/2009/01/saarstahl-ag-investments-in-the-medium-section-millsaarstahl-ag-investments-in-the-medium-section-mill/>

[5] GLOBAL TRADE CHINA. *Www.globaltradechina.com* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.globaltradechina.com/uploadimg/2012/img1-Steel-Plate-Circular-Cooling-Bed.jpg>

[6] ARKOV. *Www.arkov.cz* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://zbozi.arkov.cz/dl/311/Treni.pdf.html>

[7] NORD DRIVESYSTEMS. *Www.skf.com* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: http://www2.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_CZ_1810.pdf

[8] TESPO ENGINEERING. *Www.tespo-eng.cz* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: http://www.tespo-eng.cz/publik_syst/files11/flexident_senior.pdf

[9] KTR. *Www.spojky-ktr.cz* [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: http://ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/en/en_gesamt/ktr_kat00ek00.pdf

[10] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel: *Strojnické tabulky*. 1.vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

[11] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Část pohonů strojů*, 1. vydání. Ostrava: VŠB, 2008, 130 s. ISBN 978-80-1860-3

[12] KUBA, František. *Pružnost a pevnost (základní část)*, 3. vydání. Ostrava: VŠB, 1982. 385 s.

[13] T-PROM s.r.o. [Www.tprom.cz](http://www.tprom.cz) [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/tabulky/tabulka4.html>

[14] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů - spoje*, 1. vydání. Ostrava: VŠB, 2002. 114 s. ISBN 80-248-0050-0.

[15] SKF Group. [Www.skf.com](http://www.skf.com) [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515051.pdf>

[16] SKF Group. [Www.skf.com](http://www.skf.com) [online]. [cit. 2012-05-01]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515039.pdf>

13 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Chladník tlustých plechů [1]	15
Obr. 2-1 Hřebenový chladník [3]	17
Obr. 2-2 Válečkový chladník [4]	18
Obr. 2-3 Kotoučový chladník [1]	19
Obr. 2-4. Individuální pohon chladníku [5]	21
Obr. 3-1 Varianta č. 1	22
Obr. 3-2 Detail varianty č. 1	22
Obr. 3-3 Varianta č. 2	23
Obr. 3-4 Detail varianty č. 2	23
Obr. 4-1 Rozložení plechu na 2 hřídelích	24
Obr. 4-2 Zatížení hřídelí při pohledu z čela	25
Obr. 4-3 Schéma zatížení z čela	25
Obr. 4-4 Rozklad sil	26
Obr. 5-1 Uspořádání kotoučové hřídele	28

Obr. 5-2 Schéma zatížení na 1 váleček	29
Obr. 5-3 Zatěžující síla působící na váleček	29
Obr. 6-1. Zátěžová diagram	35
Obr. 6-2 Elektromotor s čelní převodovkou od firmy NORD [7]	36
Obr. 6-3 Zubová spojka [8]	38
Obr. 7-1 Zatížení hřídele	40
Obr. 7-2 Průběhy posouvajících sil, ohybových a krouticích momentů	42
Obr. 7-3 Nebezpečné průřezy	43
Obr. 8-1 Schéma namáhání pera tlakem	47
Obr. 9-1 Opěrný váleček	50
Obr. 9-2 Spektrum zatížení ložiska	52

14 SEZNAM TABULEK

Tab. 1. Parametry elektromotoru	36
Tab. 2. Parametry převodovky	37
Tab. 3. Parametry spojky	38
Tab. 4. zatěžující síly od tíhy plechu	41
Tab. 5. Redukované momenty	44
Tab. 6. Redukovaná napětí a bezpečnosti hřídele	46
Tab. 7. Parametry pera typu 1	48
Tab. 8. Parametry pera typu 2	49
Tab. 9. Parametry pera typu 3	49
Tab. 10. Parametry ložiska	50
Tab. 11. Dílčí životnosti ložiska	51

15 SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Datový nosič CD